

Specification

1. Title of the Utility Model

V-BELT TYPE INFINITELY VARIABLE SPEED CONVERTER FOR A VEHICLE

2. Claim

A V-belt type infinitely variable speed converter for a vehicle, comprising: a fluid joint connected to an engine; a planetary gear type advance-retreat switching mechanism connected to an output shaft of said fluid joint; an input shaft connected to output elements of said planetary gear type advance-retreat switching mechanism; an output shaft disposed parallel to said input shaft; and a V-belt type infinitely variable speed conversion unit including an input pulley and output pulley attached to said input shaft and said output shaft, respectively, the effective diameters of said input and output pulleys being varied by hydraulic servomotors to and from which operating fluid is supplied and discharged, and a V-belt for transmitting power between said input and output pulleys, wherein:

said planetary gear type advance-retreat switching mechanism has a pair of double planetary gear type planetary gear unit aligned with said output shaft of said fluid joint and said input shaft and interposed between said fluid joint and said V-belt type infinitely variable speed conversion unit, and a clutch is intervened between a sun gear and a

carrier of said planetary gear unit while a brake is connected to a ring gear such that said output shaft of said fluid joint and said input shaft are integrally connected through said carrier and said clutch when said clutch is connected and said brake is released, and such that reverse rotation of said output shaft of said fluid joint is transmitted to said input shaft when said clutch is released and said brake is actuated;

said input pulley includes a fixed flange formed integrally with said input shaft and positioned at a side facing said planetary gear type advance-retreat switching mechanism, and a movable flange slidably supported by said input shaft and axially moved by said hydraulic servomotor; and

each of oil paths is formed inside of said input shaft from each end thereof, while tips of said oil paths being spaced from each other such that said oil paths do not communicate with each other, and hydraulic pressure is supplied to and discharged from said hydraulic servomotor of said movable flange through said oil path at a side opposite to said planetary gear type advance-retreat switching mechanism.

### 3. Detailed Description of the Utility Model

#### (1) Industrial Application Field

The present utility model relates to a V-belt type infinitely variable speed converter for a vehicle, and more particularly to a first shaft structure consisting of a fluid

joint, a planetary gear type advance-retreat switching mechanism, an input shaft and an input pulley.

(2) Prior Art

As illustrated in Fig. 3, a conventional V-belt type infinitely variable speed converter is composed of a V-belt type infinitely variable speed conversion unit, a starting unit 210 provided between an engine and an input shaft, and an advance-retreat switching mechanism 220 equipped on an output shaft. The V-belt-type infinitely variable speed converter includes an input pulley 52 and an output pulley 56 which consist of fixed flanges 52A and 56A mounted on the input shaft 51 and the output shaft 55, respectively, and movable flanges 52B and 56B actuated by hydraulic servomotors 53 and 57, respectively, and the effective diameters of which pulleys are varied by said hydraulic servomotors 53 and 57, and also including a V-belt 58 for transmitting power between the pulleys 52 and 56. An oil pump 101 for supplying hydraulic pressure to the hydraulic servomotors is located at an end opposite to the engine with respect to the input pulley 52, and is operated by an oil pump driving shaft 100 which is inserted into a hollow portion formed within the input shaft and connected directly to the engine. The hydraulic fluid is supplied to and discharged from the servomotors 53 and 57 through hollow portions 511 and 551 formed inside of the input shaft 51 and the output

shaft 55, respectively.

According to the above-described prior-art V-belt type infinitely variable speed converter, the starting unit includes a dry centrifugal automatic clutch, and the advance-retreat switching mechanism 220 contains a slidingly engaging clutch mechanism 221 and an advance gear 222 and a retreat gear 223.

(3) Problems to be Solved by the Utility Model

In the conventional V-belt type infinitely variable speed converter constructed as above in which the starting unit 210 has the dry centrifugal automatic clutch and the advance-retreat switching mechanism 220 has the slidingly engaging clutch mechanism 221 and the advance and retreat gears 222 and 223, start controlling is complicated and the overall size of the V-belt type infinitely variable speed converter is large due to the large-sized advance-retreat switching mechanism.

In view of these problems, an improved type of an infinitely variable speed converter has been proposed in which a fluid joint is utilized for the starting unit and frictional engagement elements for advancing and retreating and a pair of planetary gears are provided for the advance-retreat switching mechanism (Japanese Patent Laid-open Publication No. 56-46146). According to the V-belt type infinitely variable speed converter disclosed in Publication No.

56-46146, a planetary gear type advance-retreat switching mechanism is mounted on an input shaft transmitting small torque so as to miniaturize the planetary gear type advance-retreat switching mechanism.

However, in the infinitely variable speed converter of Publication No. 56-46146 in which the fluid joint, the input pulley of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit, the planetary gear type advance-retreat switching unit, and the oil pump are coaxially disposed in this order, the shaft structure is considerably complicated and the oil supply path of the input pulley provided on the input shaft for supplying hydraulic pressure to the hydraulic servomotor is narrow with insufficient oil path area, due to the three-shaft structure consisting of the input shaft of the advance-retreat switching mechanism and an oil pump driving shaft for driving an oil pump both shafts of which are inserted into the input shaft integrally formed with the input pulley.

In a typical V-belt type infinitely variable speed converter for a vehicle in which speed changing during stop is difficult, it is necessary to change the reduction ratio of the V-belt type infinite variable speed converter to the maximum position immediately at a sudden stop so as to attain subsequent start smoothly. For the rapid increase in the reduction ratio (down shift), rapid discharge of the hydraulic pressure contained within the hydraulic servomotor of the input pulley is required.

According to the conventional V-belt type infinite variable speed converters shown in Fig. 3 and in Publication No. 56-46146, however, the rapid discharge of the hydraulic pressure within the hydraulic servomotor of the input pulley is not attained at the time of sudden stop due to an insufficient area of the oil supply path of the input pulley for supplying hydraulic pressure to the hydraulic servomotor. As a result, the reduction ratio of the V-belt type infinitely variable speed converter is not brought to the maximum position, causing difficulty in making subsequent start.

Moreover, in the V-belt infinitely variable speed converter described in Publication No. 56-46146, the planetary gear type advance-retreat switching mechanism includes a double planetary gear type planetary gear unit which has in the planetary gear a sun gear connected to the input shaft and to a ring gear through the clutch, a brake connected to the ring gear, and a carrier connected to the input pulley.

As both of the brake and the clutch as frictional engagement elements are connected to the ring gear as mentioned above, the structure thereof is complicated. Additionally, at the time of advance, as power is transmitted through a path passing the clutch, the ring gear, a pinion and the carrier and also through another path passing the sun gear, the pinion and the carrier during advancing, gear tooth surfaces and pinion supporting surfaces are always loaded, which is not preferable

in view of transmission efficiency, lubrication and durability.

Therefore, the object of the present utility model is to provide an improved V-belt type infinitely variable speed converter for a vehicle which solves the aforementioned problems. According to the V-belt type infinitely variable speed converter of the present utility model, a fluid joint and a planetary gear type advance-retreat switching mechanism are disposed at a side facing an engine with respect to an input pulley while only a hydraulic servomotor of the input pulley is located at the opposite side of the engine with respect to the input pulley so as to secure a large area of an oil path for supplying hydraulic pressure to the hydraulic servomotor of the input pulley. As a result, at the time of sudden stop, hydraulic pressure within the hydraulic servomotor of the input pulley is discharged rapidly and the reduction ratio of the V-belt type infinitely variable speed converter is brought to the maximum position smoothly, so that subsequent start can be made smoothly. Furthermore, during advancing, power is directly supplied only through a carrier and a clutch of a double planetary gear type planetary gear unit so as to prevent tooth surfaces, pinion supporting surfaces and other portions of the planetary gear unit from being highly loaded.

(4) Means for Solving the Problem

The present utility model has been directed to solve the above -mentioned problems by providing a V-belt type infinitely variable speed converter for a vehicle, as illustrated in Fig. 1 as an example, characterized by comprising: a fluid joint (4) connected to an engine; a planetary gear type advance-retreat switching mechanism (6) connected to an output shaft (42) of said fluid joint; an input shaft (51) connected to output elements (67) and (62') of said planetary gear type advance-retreat switching mechanism; an output shaft (55) disposed parallel to said input shaft; and a V-belt type infinitely variable speed conversion unit (2) including an input pulley (52) and output pulley (56) attached to said input shaft (51) and said output shaft (55), respectively, the effective diameters of said input and output pulleys being varied by hydraulic servomotors (53) and (57) to and from which operating fluid is supplied and discharged, and a V-belt for transmitting power between said input and output pulleys, wherein: said planetary gear type advance-retreat switching mechanism (6) has a pair of double planetary gear type planetary gear unit aligned with said output shaft (42) of said fluid joint and said input shaft (51) and interposed between said fluid joint (4) and said V-belt type infinitely variable speed conversion unit (2), and a clutch (63) is intervened between a sun gear (67) and a carrier (62) of said planetary gear unit while a brake

(65) is connected to a ring gear (66) such that said output shaft (42) of said fluid joint and said input shaft (51) are integrally connected through said carriers (62) and (62') and said clutch (63) when said clutch (63) is connected and said brake (66) is released, and such that reverse rotation of said output shaft (42) of said fluid joint is transmitted to said input shaft (51) when said clutch (63) is released and said brake (65) is actuated; said input pulley (52) includes a fixed flange (52A) formed integrally with said input shaft (51) and positioned at a side facing said planetary gear type advance-retreat switching mechanism (6), and a movable flange (52B) slidably supported by said input shaft and axially moved by said hydraulic servomotor (53); each of oil paths (511A) and (511B) is formed inside of said input shaft (51) from each end thereof, while tips of said oil paths being spaced from each other such that said oil paths do not communicate with each other, and hydraulic pressure is supplied to and discharged from said hydraulic servomotor (53) of said movable flange (52B) through said oil path (511B) at a side opposite to said planetary gear type advance-retreat switching mechanism (6).

#### (5) Operation

According to the V-belt type infinitely variable speed converter constructed as above, the rotation of the engine is transmitted to the planetary gear type advance-retreat

switching mechanism (6) through the fluid joint (4). In the advance mode in which the brake (65) of the advance-retreat switching mechanism is released and the clutch (63) thereof is connected, the torque of the output shaft (42) of the fluid joint (4) is directly transmitted to the input shaft (51) only through the carriers (62) and (62') and the clutch (63), which improves power transmission efficiency. In the retreat mode in which the clutch (63) of the advance-retreat switching mechanism (6) is released and the brake (65) thereof is actuated, the ring gear (66) is fixed to transmit reverse rotation to the input shaft (51).

Subsequently, the rotation of the input shaft (51) is transmitted to the output shaft (55) through the input pulley (52), the belt (58) and the output pulley (56). At this stage, the effective diameter of the pulleys are varied by supplying and discharging hydraulic pressure to and from the hydraulic servomotors (53) and (57) so as to change speed infinitely. As the oil path (511B) for supplying and discharging hydraulic pressure to and from the hydraulic servomotor (53) of the input pulley has a large oil path area, quick supply and discharge of hydraulic pressure is realized with enhanced response to the speed changing control. Especially at the time of sudden stop, the hydraulic pressure from the hydraulic servomotor (53) is quickly discharged through the oil path (511B) having a large oil path area, which allows the V-belt

type infinitely variable speed conversion unit (2) to return to the maximum speed reduction position so as to make subsequent start smoothly. Also, operating fluid and lubricating oil are easily and securely supplied to the advance-retreat switching mechanism (6) and other component through the separate oil path (511A) defined inside of the input shaft (51).

Furthermore, if the hydraulic servomotor (53) has a double-piston structure, hydraulic pressure is discharged from two hydraulic chambers (53A) and (53B) in parallel into the oil path (511B), which realizes more reliable rapid speed changing control of the infinitely variable speed conversion unit (2).

Additionally, the parenthesized numerals do not limit the structure of the present utility model.

#### (6) Embodiment

Described below is an embodiment of the present utility model with reference to Fig. 1.

A housing 1 includes a fluid joint room 11 having an openable side 1A fixedly connected to an engine for accommodating a fluid coupling, a torque converter and other fluid joints, a differential room 12 having an openable side opposite to the engine for containing a differential gear 7 and supporting one of output shafts of the differential gear 7, and an idler gear room 13 similarly having an openable side opposite to

the engine for containing an idler gear 8 and supporting one of shafts of the idler gear 8.

A transmission case 2 consists of a transmission room 21 having an openable side facing the engine for accommodating a V-belt type infinitely variable speed conversion unit, and a differential room 22 for closing the openable side of the differential room 12 and supporting the other of the output shaft of the differential gear 7. The transmission case 2, which is bolted on a side 1B of the housing 1 opposite to the engine, forms an outer case of an automatic variable speed converter along with the housing and an intermediate case described later.

The intermediate case 3 is configured to support a power transmission shaft disposed between the fluid joints and the V-belt type infinitely variable speed converter. In the shown embodiment, the intermediate case 3 is bolted to the side 1B of the housing 1 opposite to the engine while accommodated within the transmission case 2.

An automatic variable speed converter is generally composed of a known fluid coupling 4 located within the housing 1 and connected to the output shaft of the engine, the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5 contained within the transmission case 2, and a planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6.

An output shaft 42 of the fluid coupling 4 is rotatably

supported, through a metal bearing 32, on a sleeve 31 engagedly attached to the center of the intermediate case 3. An end of the output shaft 42 facing the engine spline-engages with a hub 46 of a turbine 45 of the fluid coupling 4, while the other end of the shaft 42 is steppedly enlarged in diameter to form an input shaft 60 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6, which shaft is supported on the intermediate case 3 through a bearing 33. The output shaft 42 of the fluid coupling 4 and the input shaft 60 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6 are configured to be hollow inside. The hollow portion is provided with an oil path 421 and a stopper 420 engagedly attached thereto. Further, an end of a sleeve 422 facing the engine, which is fixedly attached to an input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5, is rotatably inserted into the follow portion.

An oil pump cover 10 is fixedly connected to a wall of the intermediate case 3 facing the engine (or the fluid coupling) for accommodating inside an oil pump 101 driven by a hollow shaft 41 formed integrally with the fluid coupling 4.

The input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5, which has a path for supplying operating fluid and lubricating oil within the inside hollow

portion thereof, is disposed to be coaxial with the fluid coupling 4. Further, an output shaft 55 having an oil supply path inside is disposed parallel to the input shaft 51.

The V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5 consists of an input pulley 52, an output pulley 56, and a V-belt 58 for transmitting power between the input pulley 52 and the output pulley 56. The input pulley 52 includes a fixed flange 52A integrally formed with the input shaft 51 integral with a sun gear 67 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6, and a movable flange 52B slidingly movable toward the fixed flange 52A by a hydraulic servomotor 53. The output pulley 56 includes a fixed flange 56A integrally formed with the output shaft 55 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit, and a movable flange 56B slidingly movable toward the fixed flange 56A by a hydraulic servomotor 57.

Concerning the input shaft 51 of the V-belt infinitely variable speed conversion unit, an end 51A thereof facing the engine, which forms a sun gear 67 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism, is supported on the input shaft 60 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism through a bearing 34, and further supported on the intermediate case 3 through the input shaft 60 and a bearing 33. The other end 51B of the input shaft 51 is supported on a side wall 25 of the transmission case

opposite to the engine through a bearing 35. A tip 51C of the other end 51B contacts with a lid 26 fixedly connected to the side wall 25 through a needle roller bearing 27.

The output shaft 55 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit is provided with an outer spline 55A at an end facing the engine for engaging with an inner spline formed within a support shaft 591 of an output gear. The output shaft 55 is supported on the intermediate case 3 and the housing 1 through the support shaft 591 of the output gear and roller bearings 592 and 593 by spline engagement. The other end 55B of the output shaft 55 is supported on a side wall 25B of the transmission case opposite to the engine through a ball bearing 92.

The output gear 59 is formed integrally with the hollow support shaft 591. An end 591A of the support shaft 591 facing the engine is supported on a side wall of the housing through a roller bearing 592. The other end 591B of the support shaft 591 is supported on the intermediate case 3 through a roller bearing 593. A side 59A of the output gear 59 facing the engine contacts with the side wall of the housing through a needle bearing 594, and the opposite side 59B of the output gear contacts with a side wall of the intermediate case 3 through a needle bearing 595. An end of the support shaft 591 facing the transmission is provided with an inner spline.

A sensing valve body 552 is engagedly attached onto an

intermediate portion of an oil path 551 formed inside of the output shaft 55 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit. The whole space of a portion 552A of the valve body 552 facing the engine is used for an oil path for introducing hydraulic pressure supplied from an oil path 14, which communicates with a hydraulic pressure controller mounted within the transmission case, into the hydraulic servomotor 57. A tip of a portion 552B of the valve body 552 opposite to the engine is engaged with a pipe-shaped projection 554 of a lid 553 attached to close an opening 25B formed at a position of the transmission case side wall 25 corresponding to the output shaft 55. The portion 552B of the valve body 552 forms an oil path for supplying operating fluid to a sensing valve 555 which is mounted on the transmission case and the lid 553 fixedly attached to the transmission case to detect displaced positions of the movable flange 56B according to the hydraulic pressure controller.

The planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6 is interposed between the input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5 and the output shaft 42 of the fluid coupling 4.

As illustrated in Fig. 2, the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6 is connected to the input shaft 60 formed integrally with the output shaft 42 of the fluid coupling 4. The planetary gear type

advance-retreat switching mechanism 6 includes carriers 62 and 62' connected to the fixed flange of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit through a multiple disc clutch 63, a ring gear 66 engaged with the intermediate case 3 through a multiple disc brake 65, the sun gear 67 formed integrally with the input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit, a first planetary gear 64' supported by the carrier 62 and meshed with the sun gear 67, a second planetary gear 64" supported by the carrier 62 and meshed with the first planetary gear 64' as well as with the ring gear 66, a hydraulic servomotor 68 mounted on the wall of the intermediate case 3 for actuating the multiple disc brake 65, and a hydraulic servomotor 69 mounted on the wall of the fixed flange for actuating the multiple disc clutch 63. During advancing, the planetary gear mechanism is integrally rotated to transmit power to the input pulley by connecting the multiple disc clutch 63. During retreating, rotational power in the reverse direction is transmitted to the input pulley by actuating the multiple disc brake 65 to fix the ring gear 66. At the time of advance, the torque of the input shaft 60 is directly transmitted to the input shaft 51A of the infinitely variable speed conversion unit 5 only through the carriers 62 and 62' and the clutch 63, causing only slight surface pressure for preventing self-rotation of the pinion 64' on the surfaces

on which the pinion 64' is supported and the surface on which the pinion 64' and the sun gear 67 contact with each other. Further, the surface on which the other pinion 64" is supported and the surface on which the other pinion 64" and the ring gear 66 contact with each other are not at all loaded.

The differential gear 7 is disposed parallel to the input shaft 51 and the output shaft 55 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5. An output shaft 71 of the differential gear 7 is connected with a vehicle shaft 70.

The idler gear 8 is inserted between an input large gear 72 of the differential gear 7 and the output gear 59 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5 provided at the engine-side end of the output shaft 55 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5. The idler gear 8, which is disposed parallel to the output shaft 55, is composed of an idler gear shaft 81 having one end supported on the housing 1 and the opposite end supported on the intermediate case 3, an input gear 82 provided on the idler gear shaft 81 for engaging with the output gear 59, and an output gear 83 for engaging with the input large gear 72.

In the shown embodiment, a first shaft consists of the output shaft 42 of the fluid coupling 4, the input shaft 60 of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6, and the input shaft 51 of the V-belt type infinitely

variable speed conversion unit. A second shaft consists of the output shaft 55 and the output gear 59 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit, while a third shaft consists of the idler gear shaft 81.

In the V-belt type infinitely variable speed conversion unit 5 and the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6, the reduction ratio control, advancing, retreating and other predetermined controls are executed by the hydraulic pressure controller in accordance with the vehicle driving conditions such as vehicle speed and throttle open levels.

A hollow portion 511A formed inside of the input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed conversion unit at the side facing to the engine forms a first oil path. The sleeve 422 is engagedly attached to the hollow portion 511A at the side facing the engine. The sleeve 422 is provided with an oil path 511 inside thereof, and another oil path 511G disposed between the outer periphery thereof and the input shaft 51 for supplying lubrication fluid.

Supply and discharge of hydraulic fluid to the hydraulic servomotor 69 of the multiple disc clutch 63 is controlled by the not-shown hydraulic pressure controller. The hydraulic fluid supplied from the oil pump 101 passes through a not-shown oil path of the housing 1 and the intermediate case 3, the not-shown hydraulic pressure controller, an oil

path 301 formed within the sleeve 31, the oil path 421 formed within the output shaft 42 of the fluid coupling 4, the oil path 511 formed inside of the sleeve 422, the hollow portion 511A formed inside of the input shaft 51 at the side facing the engine, and the oil path 513 formed at the base of the fixed flange 52A to flow into the hydraulic servomotor 69. Similarly, lubricating oil supplied from the hydraulic pressure controller flows into respective lubrication points of the planetary gear type advance-retreat switching mechanism 6 through the oil path formed within the output shaft 42 of the fluid joint and the oil path 511G defined between the oil path 511A within the input shaft 51 and the sleeve 422.

Another hollow portion 511B used as the second oil path for supplying hydraulic fluid to the hydraulic servomotor 53 is formed inside of the input shaft 51 of the V-belt type infinitely variable speed converter at the side opposite to the engine. The tip of the hollow portion 511B at the side opposite to the engine is engaged with a pipe-shaped projection 261 of the lid 26 attached for closing an opening 25A defined within the side wall 25 of the transmission case at a portion corresponding to the input shaft 51. Within the lid 26 is provided an oil path 514 for connecting a hydraulic fluid supply and discharge path 514A defined within the transmission case 2 for supplying and discharging hydraulic

fluid to and from the hydraulic servomotor 53 and the hollow portion 511B formed within the input shaft.

The hydraulic servomotor 53 of the input pulley 52 is oil-tightly engaged with a hook 521 mounted on the back of the movable flange 52B, and has a reaction support member 525 whose end and a drum member 522 are fixed by a collar member 523, between the support member 525 and the movable flange 52B being defined a first servomotor 53A. A piston member 526 is oil-tightly engaged with the drum member 522 and the reaction support member 525. The piston member 526 contacts with the tip of the hook 521, between the piston member 526 and the drum member 522 being defined a second servomotor 53B. The first servomotor 53A and the second servomotor 53B thus form a double-piston structure which actuates the movable sheave 52B in series.

The supply and discharge of the hydraulic fluid to and from the hydraulic servomotor 53 of the input pulley 52 is controlled by the not-shown hydraulic pressure controller. The hydraulic fluid supplied from the oil pump 101 passes a not-shown oil path within the housing 1 and the intermediate case 3, the hydraulic pressure controller, the hydraulic fluid supply and discharge path 514A defined within the transmission case 2, and the oil path formed within the lid 26 into the hollow portion 511B inside of the input shaft 51 at the side opposite to the engine. The hydraulic fluid

in the hollow portion 511B then passes an oil path 511C provided within the input shaft, an oil path 52C within the movable flange 52B to flow into a fluid chamber of the first hydraulic servomotor 53. The hydraulic fluid supplied into the hollow portion 511C also flows through an oil path 511D formed within the input shaft, an oil path 52D within the reaction support member 526 into the second hydraulic servomotor 53B.

In the advance-retreat switching mechanism 6 interposed between the input pulley 52 and the intermediate case 3, as described above, sufficient hydraulic pressure is supplied to the hydraulic servomotor 69 through the oil path 511A formed within the input shaft 51, and similarly sufficient lubricating oil is supplied through the oil path G defined with the oil path 511A and the sleeve 422.

#### (7) Effect of the Utility Model

As aforementioned, according to the present utility model, the advance-retreat switching mechanism (6) has the double planetary gear type planetary gear structure in which the clutch (63) is intervened between the sun gear (67) and the carriers (62) and (62') and the brake (65) is connected with the ring gear (66). Since the clutch (63) and the brake (65) are connected with different elements (62) and (66), respectively, the connection and disposition of these elements as well as the clutch and the brake are facilitated and the structure of the advance-retreat switching mechanism

(6) is simplified. Further, during normal advancing condition of the infinitely variable speed converter, since torque is transmitted directly from the fluid joint output shaft (42) to the input shaft (51) only through the clutch (63) and carriers (62) and (62'), the shaft-surfaces supporting the pinions (64') and (64'') and the tooth-surfaces thereof contacting with the gears (67) and (66) are not highly loaded, which improves transmission efficiency. Further, the lubrication points such as the supporting surfaces of the shafts and the tooth surfaces are lubricated easily and reliably, which reduces abrasion of the supporting surfaces and the gear tooth surfaces and enhance durability thereof.

Moreover, since it is possible to attain quick supply and discharge of hydraulic pressure to and from the hydraulic servomotor (53) of the input pulley (52) through the oil path (511B) formed inside of the input shaft, highly responsive speed changing control is realized. Particularly at a time of sudden stop, since the hydraulic pressure in the hydraulic servomotor (53) is discharged through the oil path (511B) having a large oil path area, the V-belt type infinitely variable speed conversion unit (2) is immediately returned to the maximum speed reduction position so as to make subsequent start smoothly. Additionally, lubricating fluid and operating fluid are securely supplied through the separate oil path (511A) to the planetary gear type advance-retreat

switching mechanism (6) interposed between the input pulley (52) and the fluid joint (4).

### 3. Brief Description of the Drawing

Fig. 1 is a section view illustrating an infinitely variable speed converter for a vehicle of an embodiment according to the present utility model. Fig. 2 is a front view illustrating a double planetary gear type planetary gear mechanism in the infinitely variable speed converter of Fig.

1. Fig. 3 is a section view illustrating a conventional infinitely variable speed converter for a vehicle.

2 V-belt type infinitely variable speed conversion unit

4 Fluid joint

6 Planetary gear type advance-retreat switching mechanism

42 Output shaft of fluid joint

51 Input shaft

52 Input pulley

52A Fixed flange

52B Movable flange

53 Hydraulic servomotor

55 Output shaft

57 Hydraulic servomotor

58 V-belt

62, 62' Carrier

63 Clutch  
64, 64' Pinion  
65 Brake  
66 Ring gear  
67 Sun gear  
511A, 511B Oil path

Applicant: Aisin AW Co., Ltd.

Agent: Kazuo Chikashima

# 公開実用 昭和63- 201255

①日本国特許庁 (JP)

①実用新案出願公開

②公開実用新案公報 (U) 昭63- 201255

③Int.Cl.\*

F 16 H 47/00  
B 60 K 17/04  
F 16 H 3/66  
9/16  
37/02

識別記号

序内整理番号  
A-8312-3J  
L-7721-3D  
A-7331-3J  
B-8513-3J  
C-7617-3J

④公開 昭和63年(1988)12月26日

審査請求 有 (全頁)

⑤考査の名称 車輌用Vベルト式無段変速機

⑥実 願 昭63- 70580

⑦出 願 昭56(1981)10月30日

⑧実 願 昭56- 163454の分割

⑨考 査 者 深 取 史 郎 愛知県豊川市南大通り4丁目38番地  
⑩考 査 者 川 本 雄 愛知県名古屋市中村区大秋町3丁目3番地  
⑪出 願 人 アイシン・エイ・ダブ リュ株式会社  
⑫代 理 人 分理士 近島 一夫

明細書

1. 考案の名称

車輛用Vベルト式無段変速機

2. 実用新案登録請求の範囲

エンジンに連結された流体離手と、該流体離手の出力軸に連結された遊星歯車式前後進切換機構と、該遊星歯車式前後進切換機構の出力要素に連結された入力軸と、該入力軸と平行に配設された出力軸と、前記入力軸及び出力軸に設けられ作動油が給排される油圧サーボによりその実効倍率が可変とされる入力ブーリ及び出力ブーリとこれら両ブーリ間を伝動するVベルトからなるVベルト式無段変速部と、を備える車輛用Vベルト式無段変速機において、

前記遊星歯車式前後進切換機構が、前記流体離手の出力軸及び前記入力軸に並列してかつ前記流体離手とVベルト式無段変速部との間に配設された1組のダブルプラネットリギヤ式遊星歯車機構を有し、かつ該遊星歯車機構におけるサンギヤとキャリヤとの間にクラッチを介在する

# 公開実用 昭和63-201255

と共にリングギヤにブレーキを連結して、前記クラッチの接続及び前記ブレーキの解放に基づき、前記流体総手の出力軸及び前記入力軸を前記キャリヤ及びクラッチを介して一体に連結し、また前記クラッチの解放及び前記ブレーキの係止に基づき、前記流体総手の出力軸の回転を前記入力軸に逆回転として伝達してなり、

また前記入力ブーリが、前記入力軸に一体的に構成されかつ前記遊星歯車式前後進切換機構側に設けられた固定フランジと、前記入力軸に摺動自在に支持されると共に前記油圧サーボにより軸方向に移動される可動フランジとからなり、

更に前記入力軸の軸心に、その両端からそれぞれ油路を形成すると共にこれら両油路の先端を互に連通しないように隔壁て構成し、かつ前記遊星歯車式前後進切換機構と反対側の油路を介して前記可動フランジの油圧サーボに油圧を給排してなる、

車輌用Vベルト式無段変速機。

### 3. 考案の詳細な説明

#### (1) 農業上の利用分野

本考案は、車両用Vベルト式無段变速機に係り、詳しくはその流体煞車、遊星歯車式前後進切換機構、入力軸及び入力ブーリからなる第1軸の構造に関するもの。

#### (II) 従来の技術

従来の車両用Vベルト式無段变速機は、第3図に示すように、夫々入力軸51及び出力軸55に設けられた固定フランジ52A及び56Aと夫々油圧サーボ53及び57により駆動される可動フランジ52B及び56Bとからなり、実効径が前記油圧サーボ53及び57により可変とされる入力ブーリ52及び出力ブーリ56と、これら両ブーリ間を伝動するVベルト58とを備えたVベルト式無段变速部と、エンジンと入力軸との間に設けられた発進装置210と、出力軸に設けられた前後進切換機構220とから構成されている。

油圧サーボに油圧を供給するオイルポンプ101は、入力ブーリ52に対してエンジンと反対側の

# 公開実用 昭和63-201255



端に設けられ、入力軸の中空部内に挿通されエンジンと直結されたオイルポンプ駆動軸100により駆動されている。そして、油圧サーボ53及び57への作動油は、夫々入力軸51及び出力軸55の軸心に中空部511及び551を形成し、該中空部を介して給排されていた。

この従来のVベルト式無段変速機では、発進装置は乾式の遠心式自動クラッチで構成され、前後進切換機構220は摺動噛み合い式のクラッチ機構221と前進用及び後進用のギヤ222、223から構成されている。

## (ハ) 発明が解決しようとする課題

しかるに、このように構成された従来の車輌用Vベルト式無段変速機においては、発進装置210は乾式の遠心式自動クラッチで構成され、前後進切換機構220は摺動噛み合い式のクラッチ機構221と前進用及び後進用のギヤ222、223から構成されているので、発進制御が複雑になるとともに、前後進切換機構が大型化してVベルト式無段変速機が大型化する。

そこで、発進装置として流体継手を用い、前後逆切換機構として前進用及び後進用の摩擦耦合要素と一組の遊星歯車機構とを備えた遊星歯車式前後逆切換機構を用いたものが提案されている（特開昭56-46146号公報）。そして、この特開昭56-46146号公報に示されるVベルト式無段変速機においては、遊星歯車式前後逆切換機構のコンパクト化を図るために、伝達トルクの小さい入力軸上に遊星歯車式前後逆切換機構を設けるように構成されている。

ところが、この特開昭56-46146号公報記載のものにおいては、同一軸心上に順次流体継手、Vベルト式無段変速機の入力ブーリ、遊星歯車式前後逆切換機構、オイルポンプの順で配置されているので、入力ブーリと一緒に形成された入力軸内に前後逆切換機構の入力時とオイルポンプを駆動するオイルポンプ駆動輪が押通されて3重輪構造となっているため、軸構造が極めて複雑になると共に、入力軸に設けられる入力ブーリの油圧サーボへの油圧供給油路が狭くなり、十分な油

## 公開実用 昭和63-201255

路面積が取れなかった。

ところで、車両用Vベルト式無段変速機では、停止中の変速が困難であるので、急停車時には急速にVベルト式無段変速機の減速比を最大位置まで変化させておかないと、再発進がスムーズにできない。この急速な減速比の増大（ダウンシフト）には、入力ブーリの油圧サー油内の油圧の急速な排出が必要となるが、従来の第3回及び特開昭56-46146号公報に示されるようなVベルト式無段変速機では、入力ブーリの油圧サー油への油圧供給油路の油路面積が十分取れなかつたので、急停車時に入力ブーリの油圧サー油内の油圧の急速な排出ができず、Vベルト式無段変速機の減速比が最大位置まで変化せず、再発進がスムーズにできないという問題があった。

また、特開昭56-46148号公報に示される遊星歯車式前後進切換機構は、ダブルプラネタリギヤ式遊星歯車機構からなるが、該プラネタリギヤのサンギヤを入力軸に連結すると共にクラッチを介してリングギヤに連結し、また該リングギ

ヤにブレーキを連結し、そしてキャリヤを入力ブーリに連結して構成されている。

このため、リングギヤにはブレーキとクラッチとの両摩擦耦合要素が連結することになり、構造が複雑になると共に、前進時において、クラッチ、リングギヤ、ビニオンそしてキャリヤの経路、並びにサンギヤ、ビニオンそしてキャリヤの経路で動力伝達することになり、常に歯面及びビニオン軸支持面に荷重が作用して、伝達効率、潤滑及び耐久上好ましくない。

そこで、本考案は、流体離手、逆量衛車式前後進切換機構を入力ブーリに対してエンジン側に配置して、入力ブーリに対してエンジンと反対側には入力ブーリの油圧サーボのみを配置するよう構成することにより、入力ブーリの油圧サーボへの油圧供給油路の油路面積を大きく取れるようにして、急停車時に入力ブーリの油圧サーボ内の油圧の急速な排出ができ、Vベルト式無段変速機の減速比が最大位置までスムーズに変化し、再発進がスムーズにできるようにし、かつ前進時、専ら

ダブルプラネットリギヤ式遊星歯車機構のキャリヤ及びクラッチを介して直接動力伝達して、該遊星歯車機構の歯面及びピニオン軸支持面等に大きな荷重が作用しないように構成し、もって上述課題を解決した車両用Vベルト式無段変速機を提供することを目的とするものである。

(ii) 課題を解決するための手段

本考案は、上述事情に鑑みなされたものであつて、例えば第1図を参照して示すと、エンジンに連結された流体離手(4)と、該流体離手の出力軸(42)に連結された遊星歯車式前後進切換機構(6)と、該遊星歯車式前後進切換機構の出力要素(67), (62')、に連結された入力軸(51)と、該入力軸と平行に配設された出力軸(55)と、前記入力軸(51)及び出力軸(55)に設けられ作動油が給排される油圧サーボ(53), (57)によりその実効径が可変とされる人力ブーリ(52)及び油圧ブーリ(56)とこれら両ブーリ間を伝動するVベルトからなるVベルト式無段変速部(2)と、を備える車両用



Vベルト式無段变速機において、前記遊星歯車式前後進切換機構（6）が、前記流体継手の出力軸（42）及び前記入力軸（51）に整列してかつ前記流体継手（4）とVベルト式無段变速部（2）との間に配設された1組のダブルプラネタリギヤ式遊星歯車機構を有し、かつ該遊星歯車機構におけるサンギヤ（67）とキャリヤ（62）との間にクラッチ（63）を介在すると共にリングギヤ（66）にブレーキ（65）を連結して、前記クラッチ（63）の接続及び前記ブレーキ（66）の解放に基づき、前記流体継手の出力軸（42）及び前記入力軸（51）を前記キャリヤ（62），（62'）及びクラッチ（63）を介して一体に連結し、また前記クラッチ（63）の解放及び前記ブレーキ（65）の係止に基づき、前記流体継手の出力軸（42）の回転を前記入力軸（51）に逆回転として伝達してなり、また前記入力ブーリ（52）が、前記入力軸（51）に一体的に構成されかつ前記遊星歯車式前後進切換機構（6）側に設けられた固定フランジ（52

A) と、前記入力軸に滑動自在に支持されると共に前記油圧サーボ(53)により軸方向に移動される可動フランジ(52B)とからなり、更に前記入力軸(51)の軸心に、その両端からそれぞれ油路(511A), (511B)を形成すると共にこれら両油路の先端を互に連通しないように閉てて構成し、かつ前記遊星歯車式前後進切換機構(6)と反対側の油路(511B)を介して前記可動フランジ(52B)の油圧サーボ(53)に油圧を給排してなることを特徴としている。

(4) 作用

以上構成に基づき、エンジンの回転は、流体継手(4)を介して遊星歯車式前後進切換機構(6)に伝達される。そして、前進モードの場合、該前後進切換機構(6)のブレーキ(65)が解放状態にあると共にクラッチ(63)が接続状態にあり、流体継手(4)の出力軸(42)のトルクは、専らキャリヤ(62), (62')及びクラッチ(63)を介して直接入力軸(51)に伝達され、効率よく動力伝達し得る。また、後

進モードの場合、前後進切換機構（6）のクラッチ（63）が解放状態にあると共にブレーキ（65）が作動状態にあり、リングギヤ（66）を係止して入力軸（51）に逆回転を伝達する。

そして、該入力軸（51）の回転は、入力ブーリ（52）、ベルト（58）及び出力ブーリ（56）を介して出力軸（55）に伝達される。この際、油圧サーボ（53）、（57）に油圧を給排することにより、ブーリの実効径が変更されて無段変速されるが、入力ブーリの油圧サーボ（53）へは、大きな油路面積からなる油路（511B）を介して給排されることにより、素早く行われ、変速制御の応答性がよく、特に、急停止時にあっては、油圧サーボ（53）からの油圧が、大きな油路面積からなる油路（511B）を介して素早く排出され、Vベルト式無段変速部（2）を最大減速位置まで戻され、再発進がスムーズに行われる。また、入力軸（51）の軸心に形成された他の油路（511A）から、前後進切換機構（6）等へ作動油又は潤滑油等を容易かつ確実に

供給し得る。

また、油圧サーボ(53)をダブルピストン方式とすると、2個の油圧室(53A), (53B)から並行に油路(511B)に排出でき、無段変速部(2)の素早い変速制御が一層確実となる。

なお、カッコ内の符号は、何等構成を限定するものではない。

#### (1) 実施例

次に、本考案の実施例を第1図に基づき説明する。

ハウジング1はエンジンとの締結面1Aが開口してフルードカップリング、トルクコンバータ等流体端手が収納される流体端子ルーム11と、エンジンと反対側面が開口してディファレンシャルギヤ7が収納されると共に該ディファレンシャルギヤ7の一方の出力軸を支持するディファレンシャルルーム12と、同様にエンジンと反対側面が開口してアイドラギヤ8が収納されると共にアイドラギヤ8の軸の一方を支持するアイドラギ

ヤルーム 1 3 を有する。

トランスミッションケース 2 はエンジン側面が開口し V ベルト式無段変速部が収納されるトランスミッションルーム 2 1 と、前記ハウジング 1 のディファレンシャルルーム 1 2 の開口面を覆すると共にディファレンシャルギヤ 7 の他の一方の出力軸を支持するディファレンシャルルーム 2 2 とからなり、前記ハウジング 1 のエンジンと反対側面 1 B にボルトで締結されており、前記ハウジング及び後記する中間ケースと共に自動変速機の外殻（ケース）を構成している。

中間ケース 3 は液体駆動と V ベルト式無段変速部との間の伝動軸を軸支するように構成されており、本実施例ではトランスミッションケース 2 内に収納された状態でハウジング 1 のエンジンと反対側面 1 B にボルトで締結されている。

自動変速機は、本実施例ではハウジング 1 内に配されエンジンの出力軸に連結される公知のフルードカップリング 4 とトランスミッションケース 2 内に設けられた V ベルト式無段変速部 5 及び遊

星歯車式前後進切換機構6からなる。

フルードカップリング4の出力軸42は、中間ケース3の中心に嵌着されたスリーブ31にメタルベアリング32を介して回動自在に支持され、エンジン側端にはフルードカップリング4のターピン45のハブ46とがスライド嵌合され、他端は段状に大径化されて該大径部は遊星歯車式前後進切換機構6の入力軸60となり、ペアリング33を介して中間ケース3に支持されている。前記フルードカップリング4の出力軸42及び遊星歯車式前後進切換機構6の入力軸60は軸心が中空に形成され、該中空部は油路421が設けられると共に栓420が嵌着され、更に前記Vベルト式無段变速部5の入力軸51に固着されたスリーブ422のエンジン側端部が回動自在に嵌め込まれている。

オイルポンプカバー10は中間ケース3のエンジン側（フルードカップリング側）壁に締結され、内部には前記フルードカップリング4と一緒にの中空軸41で駆動されるオイルポンプ101が

収納されている。

Vベルト式無段変速部5は、軸心が中空とされ該中空部が作動油、潤滑油の供給油路とされた入力軸51が前記フルードカップリング4と同軸心を有するよう配され、内部に油路が形成された出力軸55が前記入力軸51と平行に配されている。

このVベルト式無段変速部5は、遊星歯車式前後進切換機構6のサンギヤ67と一緒に一体の入力軸51に一体に形成された固定フランジ52A、及び油圧サーボ53により前記固定フランジ52A方向に摺動される可動フランジ52Bからなる入力ブーリ52と、前記Vベルト式無段変速部の出力軸55と一緒に形成された固定フランジ56A、及び油圧サーボ57により固定フランジ56A方向に摺動される可動フランジ56Bからなる出力ブーリ56と、入力ブーリ52と出力ブーリ56との間を伝動するVベルト58とからなる。

Vベルト式無段変速部の入力軸51は、遊星歯車式前後進切換機構のサンギヤ67となっている

# 公開実用 昭和63-201255

エンジン側端 51A がペアリング 34 を介して前記遊星歯車式前後進切換機構の入力軸 60 に支持され、該入力軸 60 及びペアリング 33 を介して中間ケース 3 に支持されており、他端 51B はペアリング 35 を介してトランスミッションケースのエンジンと反対側壁 25 に支持され、更にその先端面 51C は前記側壁 25 に締結された蓋 26 にニードルローラベアリング 27 を介して当接されている。

Vベルト式無段変速部の出力軸 55 は、エンジン側端には山力ギヤの支軸 591 に形成されたインナスプライนに嵌合するアウタスプライn 55A が形成され、スプライn 嵌合により出力ギヤの支軸 591 及びローラベアリング 592, 593 を介して中間ケース 3 及びハウジング 1 に支持され、他端 55B はボールベアリング 92 を介してトランスミッションケースのエンジン反対側壁 26B に支持されている。

出力ギヤ 59 は、中空の支軸 591 と一体に形成され、該支軸 591 はエンジン側端 591A が

ローラベアリング 592 を介してハウジングの側壁に支持され、他端 591B はローラベアリング 593 を介して中間ケース 3 に支持され、更に出力ギヤ 59 のエンジン側側面 59A はニードルベアリング 594 を介して前記ハウジングの側壁に当接され、該出力ギヤの反対側側面 59B はニードルベアリング 595 を介して中間ケース 3 の側面に当接され、更に支軸 591 のトランスマッシャン側にはインナスプロайнが形成されている。

このVベルト式無段変速部の出力軸 55 の軸心に形成された油路 551 には中間部にセンシングバルブボディ 552 が嵌着され、該バルブボディ 552 のエンジン側部 552A は全空側がトランスマッショングケースに形成された油圧制御装置と連結する油路 14 から供給された油圧が前記油圧サー油 57 に導かれる油路とされ、前記バルブボディ 552 のエンジンと反対側部 552B は、先端が前記トランスマッショングケースの側壁 25 の出力軸 55 との対応部に形成される穴 25B を塞ぐよう嵌着された蓋 553 のパイプ状突出部 55

4と組合されトランスミッションケース及び該トランスマッisionケースに締結された蓋553に形成され油圧制御装置から可動フランジ56Bの変位位置を検出するセンシングバルブ555の作動油が供給される油路となっている。

遊星歯車式前後進切換機構6は該Vベルト式無段変速部5の入力軸51とフルードカップリング4の出力軸42との間に配されている。

この遊星歯車式前後進切換機構6は第2図に示されるように前記フルードカップリング4の出力軸42と一緒に入力軸60に連結されると共に、多板クラッチ63を介してVベルト式無段変速部の固定フランジに連結されたキャリヤ62, 62'、多板ブレーキ65を介して中間ケース3に係合されたリングギヤ66、Vベルト式無段変速部の入力軸51と一緒に形成されているサンギヤ67、前記キャリヤ62に軸支されサンギヤ67と噛合した第1のプラネットリギヤ64'、前記キャリヤ62に軸支されリングギヤ66と噛合すると共に第1のプラネットリギヤ64' と噛合する第

2のプラネットリギヤ64"、前記中間ケース3盤に形成され前記多板ブレーキ65を作動させる油圧サー油68、前記固定フランジ壁に形成され前記多板クラッチ63を作動させる油圧サー油69とからなり、前進時には多板クラッチ63を係合することにより、遊星歯車機構を一体化して回転させ入力ブーリに動力を伝達し、後進時には多板ブレーキ65を作動してリングギヤ66を固定し入力ブーリに逆回転の動力を伝達するようになっている。この際、前進時においては、入力軸60のトルクは、専らキャリヤ62、62'及びクラッチ63を介して直接無段変速部5の入力軸51Aに伝達され、ビニオン64'の枢支軸面及び該ビニオン64'とサンギヤ67との当接面にはビニオン64'の自転を阻止する僅かな面圧が作用するだけであり、かつ他のビニオン64"の枢支軸面及びリングギヤ66との当接面には何等荷重が作用しない。

ディファレンシャルギヤ7は前記Vベルト式無段変速部5の入力軸51及び出力軸55と平行的

## 公開実用 昭和63-201255

に配置され、出力軸71が車輪70に連結されている。

アイドラギヤ8は該ディファレンシャルギヤ7の入力大歯車72と前記Vベルト式無段変速部5の前記出力軸55のエンジン側端部に備えられたVベルト式無段変速部5の出力ギヤ59との間に挿入され、前記出力軸55と平行して一端は前記ハウジング1に軸支され他端は中間ケース3に軸支された設けられたアイドラギヤ軸81と、該アイドラギヤ軸81に設けられた出力ギヤ59と噛合する入力歯車82及び入力大歯車72と噛合する出力歯車83とから構成される。

この実施例ではフルードカップリング4の出力軸42、遊星歯車式前後進切換機構6の入力軸60、及びVベルト式無段変速部の入力軸51により第1軸が構成され、Vベルト式無段変速部の出力軸55と出力ギヤ59とで第2軸が構成され、アイドラギヤ軸81が第3軸を構成している。

Vベルト式無段変速部5及び遊星歯車式前後進切換機構6は、車速とスロットル開度などの車両

走行条件に応じて油圧制御装置により減速比、前進、後進など所定の制御がなされる。

Vベルト式無段変速部の入力軸51のエンジン側の軸心に形成された中空部511Aは第1の油路とされ、該中空部511Aには、エンジン側部に前記スリーブ422が嵌着され、スリーブ422はその軸心に油路511が設けられていると共に、その外周と入力軸51との間に潤滑油供給用の油路511Gが形成されている。

多板クラッチ63の油圧サー油69への圧油の給排は、図示しない油圧制御装置により制御され、オイルポンプ101により吐出された圧油が、ハウジング1及び中間ケース3の図示しない油路から、油圧制御装置を介してスリーブ31に設けられた油路301を介してフルードカップリング4の出力軸42に設けられた油路421を通ってスリーブ422の軸心に形成された油路511、入力軸51のエンジン側の軸心に形成された中空部511A、固定フランジ52Aの基部に形成された油路513を介して油圧サー油69に供

給される。また、同様に油圧制御装置からの潤滑油は、液体離手の出力軸42に形成した油路から、入力軸51に形成した油路511Aとスリーブ422との間の油路511Gを介して、遊星歯車式前後進切換機構6の各潤滑箇所に供給される。

Vベルト式無段変速部の入力軸51のエンジンと反対側部には軸心に油圧サーボ53の圧油給排油路である第2の油路となる中空部511Bが形成されており、該中空部のエンジンと反対側の端には前記トランスミッションケースの側壁25の入力軸51との対応部に形成された穴25Aを塞ぐよう逆着された蓋26のパイプ状突出部261と嵌合されている。蓋26にはトランスミッションケース2に設けられた油圧サーボ53への圧油給排油路514Aと入力軸に設けられた中空部511Bとを連結する油路514が設けられている。

入力ブーリ52の油圧サーボ53は、可動フランジ52Bの背面に形成された鉄部521に油密

状に嵌合されかつ基端部がドラム部材522と共にカーラー部材523にて固定されている反力支持部材525を有しており、該支持部材525と可動フランジ52Bとの間で第1の油圧サーボ53Aを構成しており、またドラム部材522及び反力支持部材525に油密状にピストン部材526が嵌合しており、該ピストン部材526は鉤部521先端に当接すると共にドラム部材522との間で第2の油圧サーボ53Bを構成している。従って、該第1の油圧サーボ53A及び第2の油圧サーボ53Bにて、可動シーブ52Dに直列的に作用するダブルピストン構造になっている。

入力ブーリ52の油圧サーボ53への圧油の給排は、図示しない油圧制御装置により制御され、オイルポンプ101により吐出された圧油が、ハウジング1及び中間ケース3の図示しない油路から、油圧制御装置を介してトランスミッションケース2に設けられた圧油給排油路514Aに導かれ、蓋26に設けられた油路514を介して入力軸51のエンジンと反対側の軸心に設けられた中

空部 5 1 1 B に供給され、更に入力軸に設けられた油路 5 1 1 C、可動フランジ 5 2 B に設けられた油路 5 2 C を通って第 1 の油圧サーボ 5 3 の油室に供給されると共に、中空部 5 1 1 C から入力軸に形成された油路 5 1 1 D 及び反力支持部材 5 2 6 に形成された油路 5 2 D を介して第 2 の油圧サーボ 5 3 B に供給される。

また、入力ブーリ 5 2 と中間ケース 3との間に配置された前後進切換機構 6 は、前述したように入力軸 5 1 に形成した油路 5 1 1 A を介して油圧サーボ 6 9 に充分な油圧を供給されると共に、同じく油路 5 1 1 A とスリープ 4 2 2 とで形成された油路 5 1 1 G を介して充分な潤滑油が供給される。

#### (ト) 考案の効果

以上説明したように、本考案によると、前後進切換機構 (6) がダブルプラネットリギヤ式遊星歯車機構を有し、かつそのサンギヤ (6 7) とキャリヤ (6 2), (6 2') との間にクラッチ (6 3) を介在すると共にリングギヤ (6 6) にプレ

ーキ (65) を連結して構成したので、クラッチ (63) 及びブレーキ (85) をそれぞれ異なる要素 (62), (66) に連結して、これら要素並びにクラッチ及びブレーキの連結及び配置を容易にし、前後進切換機構 (6) の構造を簡単にすることができる。更に、無段变速機の通常の使用状態である前進時においては、専らクラッチ (63) 及びキャリヤ (82), (62') を介して直接流体離手山力軸 (42) から入力軸 (51) に伝達されるので、ビニオン (64'), (64'') の軸支持面及び他のギヤ (67), (66) との歯面に大きな荷重を作用することができなく、伝達効率を向上すると共に、軸支持面及び歯面等の潤滑を容易にかつ確実に行うことができ、更に軸支持面及びギヤ歯面の摩耗を減少して耐久性を向上できる。

また、入力ブーリ (52) の油圧サー油 (53) に、入力軸軸心に形成した油路 (511B) を介して油圧を素早く給排できるので、变速制御の応答性を向上でき、特に急停止時にあっても、

公開実用 昭和63-201255

油圧サー油（53）の油圧を、大きな油路面積からなる油路（511B）を通って排出でき、Vベルト式無段変速部（2）を最大減速位置まですみやかに戻して、再発進をスムーズに行うことができる。また、入力ブーリ（52）と流体離手（4）との間に配設した遊星歯車式前後進切換機構（6）に、他方の油路（511A）を介して潤滑油または作動油を確実に供給できる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本考案の実施例に係る車両用無段変速機を示す断面図、第2図はそのダブルプラネットリギヤ式遊星歯車機構を示す正面図である。そして、第3図は従来の車両用無段変速機を示す断面図である。

2…Vベルト式無段変速部、4…流体離手、6…遊星歯車式前後進切換機構、  
42…流体離手の出力軸、51…入力軸、  
52…入力ブーリ、52A…固定フランジ、52B…可動フランジ、53…油

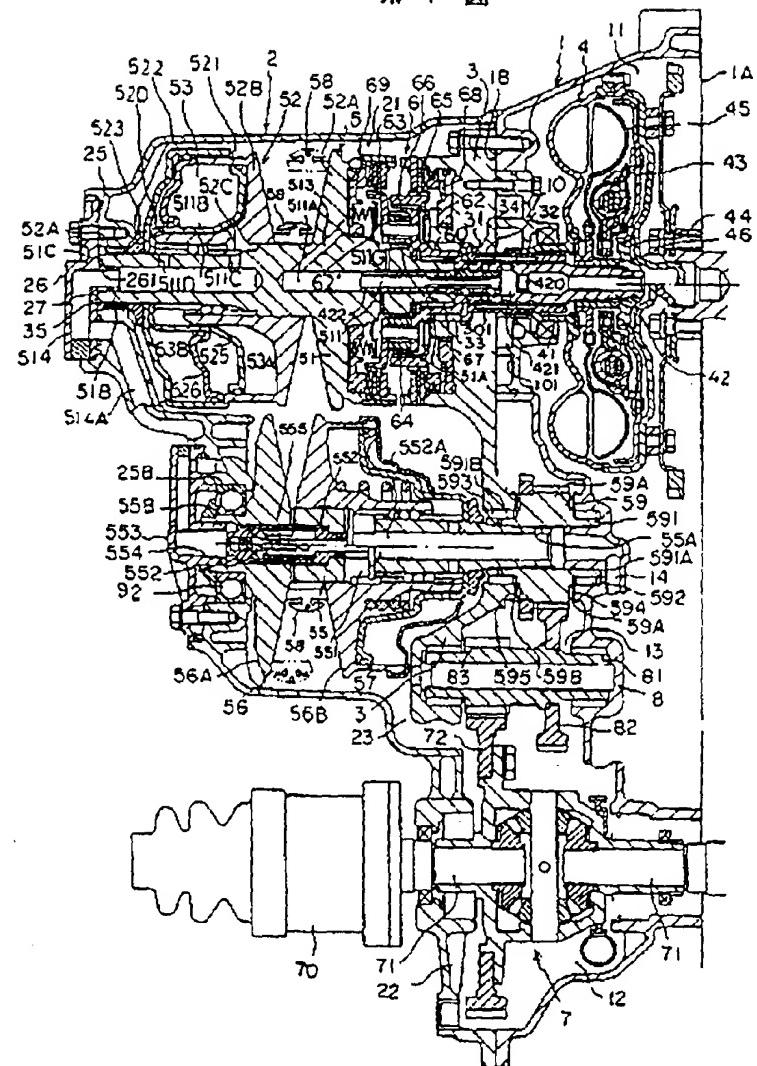
圧サーボ、55…出力軸、57…油圧  
サーボ、58…Vベルト、62、8  
2'…キャリヤ、63…クラッチ、6  
4、64'…ビニオン、65…ブレーキ、  
66…リングギヤ、67…サンギヤ、  
511A、511B…油路。

出版人 アイシン・エィ・ダブリュ株式会社  
代理人 近島一夫

公開実用 昭和63-201255

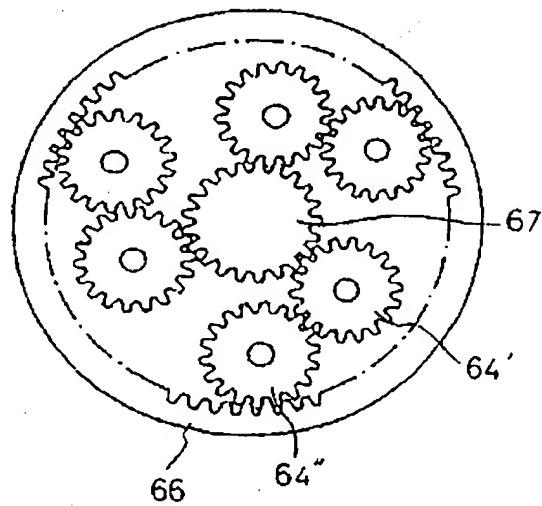
745  
M43-201255

第1図



公開実用 昭和63-201255

第2図



796

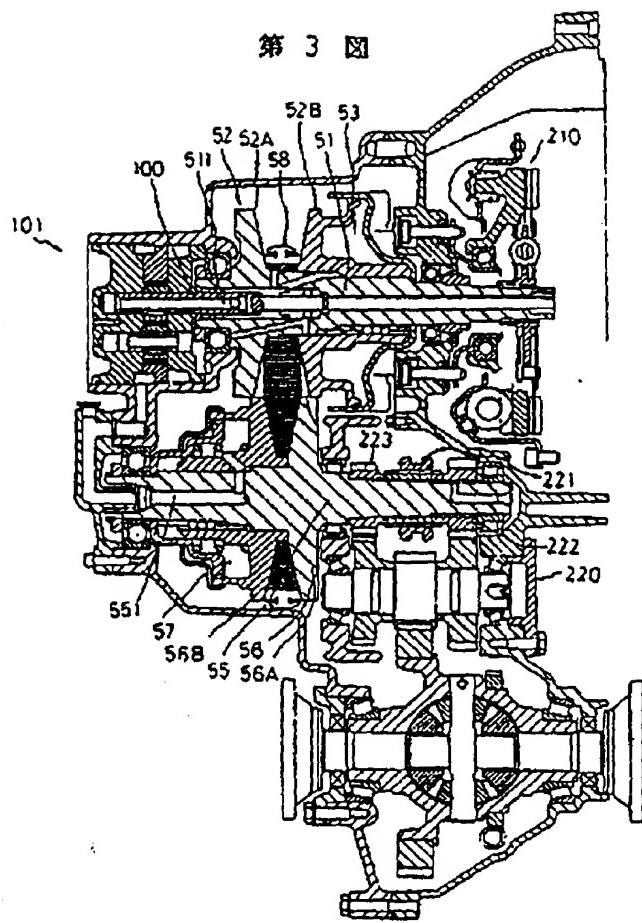
特許庁出願番号

代理人弁理士 近島一夫

公開実用 昭和63- 201255

792

第3図



代理人弁理士 近島一光